

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Taro SAKAI et al.

Title: INTAKE APPARATUS FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 10/02/2003

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-290749 filed 10/03/2002.

Respectfully submitted,

By _____


Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

Date October 2, 2003

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

POSNM-C510S/
02-00685

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2002年10月 3日
Date of Application:

出願番号 特願2002-290749
Application Number:

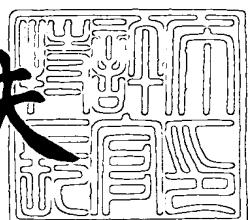
[ST. 10/C] : [JP2002-290749]

出願人 日産自動車株式会社
Applicant(s):

2003年 7月 25日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井康夫



出証番号 出証特2003-3059316

【書類名】 特許願
【整理番号】 NM02-00685
【提出日】 平成14年10月 3日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F02B 31/00
【発明者】
【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
【氏名】 酒井 太朗
【発明者】
【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
【氏名】 有松 幹城
【特許出願人】
【識別番号】 000003997
【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
【氏名又は名称】 日産自動車株式会社
【代表者】 カルロス ゴーン
【代理人】
【識別番号】 100062199
【住所又は居所】 東京都中央区明石町 1 番 29 号 梶済会ビル 志賀内外
国特許事務所
【弁理士】
【氏名又は名称】 志賀 富士弥
【電話番号】 03-3545-2251
【選任した代理人】
【識別番号】 100096459
【弁理士】
【氏名又は名称】 橋本 剛

【選任した代理人】

【識別番号】 100086232

【弁理士】

【氏名又は名称】 小林 博通

【選任した代理人】

【識別番号】 100092613

【弁理士】

【氏名又は名称】 富岡 潔

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 010607

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9707561

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の吸気装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置において、

上記吸気ポートの通路断面の中で吸気流を偏在させたい側と反対側の領域から、吸気ポートの上流側の位置に吸気の一部を還流させることを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項 2】 還流した吸気を、吸気ポート内の吸気流を偏在させたい側に戻すことを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 3】 吸気ポート下流側の吸気弁近傍位置に吸気取り入れ口が設けられていることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 4】 吸気ポートの内壁面に開口した吸気取り入れ口を一端に備えた還流通路が、吸気ポートの外部に設けられていることを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 5】 吸気ポートをその断面で 2 つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿った隔壁が設けられており、この隔壁により形成された一方の通路状部分の先端が吸気取り入れ口となって該通路状部分が還流通路として用いられるなどを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 6】 上流側に絞り部を有し、この絞り部によって局部的に発生する低圧領域に、還流した吸気が戻されることを特徴とする請求項 1～5 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 7】 還流通路の一端が、吸気ポートの下流側位置において吸気取り入れ口として開口し、かつ他端が上記低圧領域へ向かって吸気出口として開口し、上記絞り部により生じる両者間の圧力差によって吸気が還流することを特徴とする請求項 6 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 8】 上記絞り部が、スロットル弁によって構成されていることを特徴とする請求項 6 または 7 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 9】 上記絞り部が、吸気ポートの通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁によって構成されていることを特徴とする請求項 6 または 7 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 10】 シリンダの上下方向を基準として、吸気ポートの上側に吸気流を偏在させるように、吸気ポートの下側の領域から上流側へ還流させることを特徴とする請求項 1 ~ 9 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 11】 上流側で、吸気ポートの上側の領域に還流吸気を戻すことを特徴とする請求項 10 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 12】 還流通路の端部が、吸気ポートの上側の内壁面に向かって筒状に突出して形成していることを特徴とする請求項 11 に記載の内燃機関の吸気装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、シリンダに接続された吸気ポートを含む内燃機関の吸気装置、特に、シリンダ内のタンブルやスワール等のガス流動の強化を図った吸気装置の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】

例えば、火花点火式内燃機関における希薄混合気の安定した燃焼の実現のためには、タンブルもしくはスワールといったシリンダ内のガス流動が非常に重要であり、より広い運転領域でガス流動を強化することが必要である。

【0003】

従来から知られているシリンダ内のガス流動を強化する方法の一つは、特許文献 1 に見られるように、吸気ポートの通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁を用い、吸気ポート内を流れる吸気流を吸気ポートの一方の側に片寄らせる方法である。例えば、タンブル生成のために、吸気ポートの下側に吸気制御弁が配置され、吸気ポートの上側に片寄って吸気が流れることで、シリンダ内のタンブルが強化されることになる。

【0004】

また、ガス流動を強化する他の方法として、特許文献2に見られるように、吸気ポート内に、その長手方向に沿った隔壁を設けるとともに、この隔壁により区画された一方の流路を開閉弁により開閉するようにした構成が知られている。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポート内を上下に仕切るように隔壁が設けられ、その下側の流路が開閉弁によって閉じられることになる。これにより、上側の流路のみを通してシリンダ内に吸気が流入するため、前述した例に比べて流速や指向性が高く得られ、一般に、タンブル比はより向上する。

【0005】**【特許文献1】**

特開2002-54535号公報

【0006】**【特許文献2】**

特開平6-159079号公報

【0007】**【発明が解決しようとする課題】**

上記のような公知の方法は、いずれも、ガス流動強化時に、吸気ポートの通路断面積を、吸気制御弁等によって実質的に減少させることになり、ベースとなる吸気ポート断面積に対する有効な通路断面積の割合を「開口率」として定義すると、一般に、開口率が小さいほどガス流動が高く得られる。しかしながら、開口率を小とすると、通気抵抗は増大し、シリンダ内に吸入可能な吸気量が減少するので、吸気制御弁等を閉じてガス流動を強化することができる運転条件は、比較的狭い範囲に制限されてしまう。

【0008】

この発明は、開口率を過度に小さくすることなくシリンダ内のガス流動を強化することができる内燃機関の吸気装置を提供することを目的とする。

【0009】**【課題を解決するための手段】**

この発明は、内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポー

トの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置を前提としており、上記吸気ポートの通路断面の一方に吸気流を偏在させることでシリンダ内にガス流動を生じさせるようになっているが、本発明では、特に、吸気ポートの通路断面の中で吸気流を偏在させたい側と反対側の領域から、吸気ポートの上流側の位置に吸気の一部を還流させるようにしている。

【0010】

すなわち、吸気は、吸気弁が開いたときに吸気ポートから吸気弁を介してシリンダ内に流入するが、本発明では、吸気の一部が上流側へと還流することで、シリンダ内へと流入する吸気が部分的に減少する。つまり、吸気弁の全周についての流量ないしは流速の分布が不均一となり、吸気弁の一方片寄った位置から、相対的に多くの吸気がシリンダ内に流れ込む。これにより、シリンダ内のガス流動が強化される。

【0011】

【発明の効果】

この発明に係る内燃機関の吸気装置によれば、一部の吸気の還流によってシリンダ内のガス流動を効果的に向上させることができ、特に、吸気ポートの開口率を過度に小さくする必要がない。従って、通気抵抗の増加に伴うポンピングロスの増加が抑制され、またシリンダ内に流入する吸気量を多く確保できることから広範な運転領域でガス流動の強化が図れる。

【0012】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0013】

図1は、この発明を筒内直接噴射式火花点火内燃機関の吸気装置に適用した第1実施例を示しており、これは、ガス流動としてタンブルの強化を図った例である。シリンダブロック1に円筒状のシリンダ2が複数形成されているとともに、その頂部を覆うシリンダヘッド3に、ペントルーフ型の燃焼室4が凹設されている。この燃焼室4の2つの傾斜面にそれぞれ開口するように、吸気ポート5および排気ポート6が形成されており、吸気ポート5の先端を吸気弁7が開閉し、か

つ排気ポート6の先端を排気弁8が開閉している。ここで、吸気ポート5は、先端部が二股状に分岐しており、各気筒に一対設けられた吸気弁7がそれぞれの先端を開閉している。同様に、排気弁8も各気筒に一対設けられている。そして、これらの4つの弁に囲まれた燃焼室4中心部に、点火栓9が配置されている。なお、シリンダ2内に配置されたピストン10は、本発明の要部ではないので、頂面が平坦な単純形状として図示してあるが、必要に応じて成層燃焼等に適した所望の形状に構成される場合もある。

【0014】

上記吸気ポート5の適宜位置には、バタフライバルブ型のスロットル弁11が配置されている。すなわち、本実施例は、各気筒毎にスロットル弁11を具備した所謂多連スロットルとして構成されている。上記スロットル弁11は、気筒列方向に延びる回転軸11aに板状の弁体11bが取り付けられたもので、開動作の際に、弁体11bの上側の端部が吸気ポート5の下流側へ向かって、下側の端部が吸気ポート5の上流側へ向かって、それぞれ移動する方向に構成されている。つまり、図示するような中間開度では、スロットル弁11上流側から流れてきた吸気流を吸気ポート5の上側へ案内する方向に傾斜した姿勢となる。なお、当業者には明らかなように、本明細書において吸気ポート5や吸気流等についての「上」「下」とは、シリンダ2の上下を基準とするものであり、空間上の絶対的な上下の意味ではない。また、「吸気ポート」という用語も、必ずしもシリンダヘッド3内部の部分のみを意味するのではなく、態様によっては、その上流側の一部が、シリンダヘッド3外部の他の部材、例えば吸気マニホールドの一部として構成される場合も含む。例えば、上記のスロットル弁11が位置する部分は、一般にシリンダヘッド3とは別の部材から構成されているが、この部分を含めて「吸気ポート」と呼ぶものとする。

【0015】

本実施例では、吸気ポート5の下側の内壁面5a（以下、下側内壁面5aと記す）に、吸気取り入れ口15が開口しており、吸気ポート5の外部に設けられた還流通路16の一端がこの吸気取り入れ口15に接続されている。上記吸気取り入れ口15は、円形ないしは適宜な形状の单一の孔、あるいは気筒列方向（吸気

ポート5の長手方向と直交する方向)に並べた複数の孔、あるいは気筒列方向に細長く形成したスリット、などとして構成することができる。また、この吸気取り入れ口15は、吸気弁7の近傍位置となるように、できるだけ下流側の位置に形成されている。上記還流通路16は、吸気ポート5の上流側へ延びており、その他端が、吸気出口17として、吸気ポート5内のスロットル弁11の直後の位置つまりごく僅か下流側の位置に開口している。より詳しくは、還流通路16の端部が吸気ポート5の下側内壁面5aから上側の内壁面5b(以下、上側内壁面5bと記す)に向かって筒状に突出して形成され、かつスロットル弁11の弁体11bの上側部分のすぐ下流側において、吸気出口17が上側内壁面5bに向かって開口している。

【0016】

次に上記実施例の構成における作用について説明する。吸気行程において、吸気弁7が開き、かつピストン10が下降すると、吸気は、スロットル弁11を通り、かつ吸気弁7周囲の間隙を通して、シリンダ2内に流入する。このとき、スロットル弁11の開度が比較的小さい部分負荷時には、絞り部となるスロットル弁11のすぐ下流で局部的な圧力低下が生じ、符号19として示す低圧領域が発生する。還流通路16の吸気出口17は、この低圧領域19に開口しているので、吸気取り入れ口15との間で圧力差が生じる。そのため、吸気ポート5内を下側内壁面5aに沿って流れている吸気の一部が、吸気取り入れ口15から吸い込まれ、かつ還流通路16を通して吸気出口17へと還流する。特に、この還流した吸気は、吸気ポート5の上側の領域に戻るので、より多くの吸気が吸気ポート5の上側の領域に偏在することになるとともに、吸気出口17から戻る際に吸気ポート5の上側内壁面5bに向かって排出されるので、スロットル弁11を通過して吸気ポート5の上側を流れる吸気流を、上側内壁面5bへ向かって押し付ける作用を果たし、吸気の多くが上側内壁面5bに沿って吸気弁7へと流れる。従って、吸気弁7の周囲について見たときに、吸気弁7の下側つまりシリンダ2外周に近い側の間隙20aでは、吸気の流量が少ないとともに、流速も低く、また吸気弁7の上側つまり点火栓9に近い側の間隙20bでは、吸気の流量が多いとともに、流速も高くなる。この結果、シリンダ2内では、矢印で示すように、吸

気弁7側から排気弁8側を経てピストン10頂面へと向かうタンブル（いわゆる順タンブル）が強く得られる。特に、上側の間隙20bを通る流れによりタンブルが強められるのみならず、このタンブルを弱めるように作用する下側の間隙20aを通る流れが抑制されることから、非常に効果的にタンブルが強化される。

【0017】

なお、上記実施例は、タンブル（縦渦）を強化するようにした例であるが、吸気取り入れ口15および吸気出口17の位置ないしは方向を変更することにより、シリンドラ2内にスワール（横渦）を生成するように構成することもでき、あるいはタンブルとスワールとを合成した斜め方向の旋回流成分を強化することもできる。

【0018】

次に、図2は、この発明の第2実施例を示している。なお、前述した第1実施例と基本的に同一箇所には同一符号を付し、重複する説明は省略する。

【0019】

この実施例は、吸気ポート5の通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁21を各気筒毎に備えたものであって、スロットル弁は、図示せぬ上流側の吸気通路に配設されている。上記吸気制御弁21は、気筒列方向に延びる回転軸21aに板状の弁体21bが取り付けられたもので、弁体21bの上側が部分的に切り欠かれており、この部分のみを残して吸気ポート5の下側部分を遮蔽するようになっている。また上記回転軸21aが図示せぬアクチュエータに連係しており、タンブルを強化すべき運転条件では、図示の姿勢のような閉位置に制御され、また吸気量が大となる運転条件、例えば高速高負荷域では、吸気ポート5の長手方向（吸気流れ方向）に沿った開位置に制御される。なお、図示の閉位置から開く際に、弁体21bの下側の端部が吸気ポート5の上流側へ向かって移動するように構成されており、図示の閉位置では、吸気制御弁21上流側から流れてきた吸気流を吸気ポート5の上側へ案内する方向に僅かに傾斜している。

【0020】

吸気取り入れ口15および還流通路16は、前述した第1実施例と同様に構成されているが、その端部の吸気出口17は、吸気制御弁21の直後の位置、詳し

くは、弁体21bの上端縁のすぐ下流側の位置に開口している。

【0021】

この第2実施例においては、吸気制御弁21が閉じることによって、吸気ポート5の下側の領域が遮蔽されるので、吸気の多くが上側内壁面5bに沿って流れることになる。このような吸気流の案内と同時に、上記吸気制御弁21は、絞り部として機能するため、そのすぐ下流で局部的な圧力低下が生じ、符号19として示す低圧領域が発生する。第1実施例と同様に、還流通路16の吸気出口17は、この低圧領域19に開口しているので、吸気取り入れ口15との間で圧力差が生じ、吸気ポート5内を下側内壁面5aに沿って流れていた吸気の一部が、吸気取り入れ口15から上流の吸気出口17へと還流することになる。

【0022】

特に、この実施例では、吸気制御弁21の作用により基本的に吸気ポート5内の上側の領域に吸気流が偏在することになり、吸気制御弁21通過後に下側の領域へと拡がった比較的少ない吸気の流れからさらに一部の吸気が還流作用により取り除かれるので、第1実施例に比べて、シリンダ2内のタンブルがより確実に強化される。

【0023】

また、単に吸気制御弁21のみを用いた構成に比較して、還流通路16を設けることにより、吸気弁7の下側の間隙20aを通る吸気流と上側の間隙20bを通る吸気流との流量差および流速差が拡大し、シリンダ2内のタンブルが強く得られる。つまり、吸気制御弁21の開口率が同一であれば、より大きなタンブル比を得ることができる。また、同一のタンブル比を確保する場合には、上記のように還流通路16を設けることにより、吸気制御弁21の開口率をより大きく設定することが可能となる。その結果、通気抵抗の減少が図れ、より広い運転領域で吸気制御弁21を閉じることが可能となる。

【0024】

次に、図3は、第3実施例を示す。この実施例においては、還流通路16の先端の吸気出口17が、吸気ポート5の下側内壁面5aに開口している。なお、この吸気出口17は、下流側の吸気取り入れ口15とともに気筒列方向に細長いス

リット状に開口している。そして、この吸気出口17のすぐ上流側に、吸気制御弁21が配置されている。この吸気制御弁21は、弁体21bの一端部を支持する回転軸21aが、上記下側内壁面5aに沿って位置し、図示する閉位置では、弁体21bが吸気ポート5内に起立して、吸気ポート5の下側の領域を遮蔽する。そのため、やはり吸気出口17が臨む弁体21bの下流側に、低圧領域19が発生し、吸気取り入れ口15から吸気の一部が取り込まれて上流側の吸気出口17へと還流する。従って、前述した実施例と同様に、シリンダ2内のタンブルが強化される。また、弁体21bが下流側に回動した開位置では、吸気ポート5内の流れを妨げないように弁体21bが下側内壁面5aに沿って位置するとともに、吸気出口17の開口部を覆うようになっている。そのため、この状態では、吸気が還流通路16へと流れ込むことがなく、吸気ポート5内の円滑な流れを維持することができる。

【0025】

次に、図4は、上記第3実施例の変形例となる第4実施例を示している。この実施例は、回転軸21aとともに回動する弁体21bの先端縁に、90°折れ曲がった折曲部21cをさらに備えている。この折曲部21cは、弁体21bが図示のように閉位置にあるときに、吸気ポート5の下流側へ向かって延びた形となる。従って、吸気ポート5の上側の領域を通る吸気流が弁体21bの背面に回り込むことが抑制され、低圧領域19がより下流側の位置まで発達する。なお、上記折曲部21cは、弁体21bが開位置に回動したときには、破線で示すように、吸気出口17内に入り込むので、吸気ポート5内の流れを阻害するがない。

【0026】

次に、図5および図6は、第5実施例を示している。この実施例では、前述した外部の還流通路16は具備していない。これに代えて、図5に示すように、吸気ポート5をその断面で上下2つの領域に区画するように、吸気ポート5の長手方向に沿った隔壁31が設けられている。この隔壁31は、シリンダヘッド3を鋳造する際に金属板を鋳込むことによって構成されており、その下流端31aができるだけ下流側つまり吸気弁7に近い位置となるように配置されている。なお

、図示例では、この隔壁31が存在する長手方向の部分で吸気ポート5がほぼ直線状をなし、これに対応して隔壁31もほぼ直線状をなしているが、必ずしもこれに限定されるものではなく、吸気ポート5が湾曲している場合には、これに沿うように湾曲した隔壁31が設けられる。

【0027】

上記の隔壁31が存在する部分では、吸気ポート5内が、上側の通路状部分つまり第1流路5Aと下側の通路状部分つまり第2流路5Bとに分割される。そして、下側の第2流路5Bを入口側つまり上流端で遮蔽するように、吸気制御弁21が設けられている。この吸気制御弁21は、隔壁31の延長線上、特に、隔壁31の上流端31bの上流側に隣接して回転軸21aが位置し、かつこの回転軸21aに、弁体21bの一端が支持されている。従って、開位置では、上記弁体21bが隔壁31の上流端31b部分と直線状に連続するような姿勢となり、吸気流と平行となるため、通路抵抗が最小となる。なお、第2流路5Bを遮蔽した図示の閉位置では、吸気制御弁21上流側から流れてきた吸気流を上側の第1流路5Aへ案内する方向に弁体21bが僅かに傾斜している。

【0028】

上記の吸気制御弁21が図示のように閉位置にあると、この部分が絞り部となって吸気流が第1流路5Aのみを流れるように絞られるので、やはり、隔壁31の上流端31bより僅かに下流側で低圧領域19が発生する。この実施例では、この低圧領域19に臨むように、隔壁31の上流側の端部近傍に、吸気出口17が開口形成されている。この吸気出口17は、図6に示すように、気筒列方向（吸気ポート5の長手方向と直交する方向）に沿って細長いスリット状に開口している。

【0029】

従って、この実施例では、吸気制御弁21が図示の閉位置にあるときに、下側の第2流路5Bが遮蔽され、上側の第1流路5Aのみを通して吸気がシリンダ2側へ流れることになるが、これと同時に、下側の第2流路5Bが前述した還流通路と同様に機能し、矢印で示すように、吸気の一部が還流する。つまり、第2流路5Bの下流端が吸気取り入れ口15となり、この部分の圧力と上記低圧領域1

9との圧力差によって、吸気取り入れ口15から吸気が取り込まれるとともに、吸気ポート5の上流側へ向かって逆に流れ、かつ吸気出口17から第1流路5Aへと合流する。そのため、吸気弁7の下側の間隙20aを通る吸気流がより少なくなると同時に、上側の間隙20bを通る吸気流がより多くなり、シリンダ2内のタンブルが強く得られる。

【0030】

なお、上記実施例では、吸気ポート5を隔壁31により上下に分割してタンブルの強化を図っているが、隔壁31を配置する方向を適宜に設定することにより、スワールの強化や、スワールとタンブルとを合成した方向の旋回流の強化を図ることも可能である。

【0031】

次に、図7および図8は、上記の第5実施例をさらに一部変更した第6実施例を示している。この実施例では、吸気制御弁21の回転軸21aは、隔壁31の延長線上で、かつ隔壁31の上流端31bから僅かに離れて位置している。そして、弁体21bは、下側の第2流路5Bを遮蔽する部分に加えて、回転軸21aを挟んで反対側に伸びた延長部21dを有している。この延長部21dの回転軸21aからの突出量は、隔壁31の上流端31bと回転軸21aとの間の距離にはほぼ等しい。従って、弁体21bが隔壁31の上流端31b部分と直線状に整列した開位置にあるときに、上記延長部21dが、上記上流端31bと上記回転軸21aとの間の間隙を埋めるような形となり、殆ど隙間なく隔壁31と弁体21bとが連続するようになっている。また、この実施例では、隔壁31には、前述したスリット状の吸気出口は形成されていない。

【0032】

上記のように構成された第6実施例においては、吸気制御弁21の弁体21bが図示するように下側の第2流路5Bを遮蔽した閉位置にあるときに、隔壁31の上流端31bと回転軸21aとの間の間隙が吸気出口17として開放される。この間隙からなる吸気出口17は、やはり、弁体21bの下流に発生する低圧領域19に臨んだものとなるので、前述した第5実施例と同様に、下側の第2流路5Bを介して吸気の一部が還流する。特に、この実施例では、図示の閉位置にお

いて、弁体21bの延長部21dが隔壁31よりも上方つまり第1流路5A側に突出しているので、その背面側でより効果的に低圧領域19が発達し、吸気出口17を通した吸気の還流が確実に行われる。また、高速高負荷域などで吸気制御弁21が開位置となったときには、前述のように延長部21dによって吸気出口17が閉塞されるため、吸気流の乱れが抑制される。

【0033】

次に、上記第6実施例の構成を代表例として、本発明のより具体的な作用効果を説明する。図9は、第6実施例の吸気装置における実際の吸気の流れを解析したものであり、各部の流れの速さおよび方向を、微細なベクトルつまり矢印でもって示している。矢印の粗密は、流量を示し、矢印が密に集まっている部位は、流量が大であることを意味する。また、図10は、比較例として、吸気出口17となる間隙を閉塞したものの吸気の流れを同様に示している。つまり、図10の構成は、単に隔壁31と吸気制御弁21とで吸気流を偏在させるようにした従来技術に相当する。なお、両者とも吸気制御弁21の開口率は同一（約20%）である。

【0034】

これらの図を対比すれば明らかなように、比較例である図10のものでは、上側の第1流路5Aを通過した吸気流は、隔壁31の下流端31aよりも下流で下方へも拡散していくので、吸気弁7の下側の間隙20aを通る吸気流が少なからず存在する。なお、隔壁31の下側の第2流路5Bでは殆ど流れが見られず、淀んだ状態となる。これに対し、本発明を示す図9では、吸気弁7寄りの下側領域から下側の第2流路5Bを通して吸気が還流し、この結果、吸気弁7の下側の間隙20aを通る吸気流が極端に減少する。また、これに伴って上側の間隙20bを通る吸気流が増加する。従って、効果的にタンブルを強化できる。

【0035】

図11は、図9の実施例と図10の比較例とについて、吸気弁7の周囲の各部を通る吸気流量を解析した結果を示す。つまり、吸気弁7の周囲360°をA～Hに8分割し、それぞれの45°の範囲での流量をプロットしたものである。ここで、B～Cが前述した下側の間隙20aに相当し、F～Gが上側の間隙20b

に相当する。図示するように、破線で示す比較例の特性に比べて、実線で示す実施例の特性は、B～Cの範囲で流量がより少なくなり、F～Gの範囲で流量がより多くなる。

【0036】

また図12は、実際にシリンダ2内に形成されるタンブルの強さを示すタンブル比を、解析により求めた結果を示す。破線が図10の比較例の特性であり、実線が図9の実施例の特性である。図示するように、本発明によれば、同一の開口率の下で、より大きなタンブル比を得ることができる。

【0037】

また、図13は、シリンダ2内と吸気制御弁21上流側との圧力差を一定に与えた状態で、バルブリフトに伴ってシリンダ2内に生じるタンブルのタンブル比を測定したもので、やはり、破線が図10の比較例の特性を、実線が図9の実施例の特性を、それぞれ示す。このような評価においても、本発明によって、タンブルの強化がなされていることが明らかである。

【0038】

図14は、図9もしくは図10のように隔壁31と吸気制御弁21とを用いた吸気装置におけるタンブルの強さと吸入空気量との関係を示している。なお、ここでは、タンブルの強さを、吸気行程中のタンブル比の最大値でもって表している。一般に、タンブルが弱いと燃焼が遅く不安定となる傾向があり、タンブルが強いと燃焼が速く安定となる。図の実線で示す特性は、図10の比較例の場合の関係を示しており、開口率を小さく設定するほどタンブルが強くなるものの吸入空気量が少なくなり、逆に、開口率を大きく設定するほど吸入空気量が多く得られるもののタンブルが弱くなる、という相関関係がある。吸入空気量が少なくなることは、タンブルの生成が可能な運転領域（つまり吸気制御弁21を閉じることができない運転領域）が狭いことを意味し、吸入空気量が多いことは、逆にその運転領域が広いことを意味する。本発明（例えば図9の構成）によれば、破線で示すような領域に、タンブル強さと吸入空気量との相関を得ることができる。つまり、同一のタンブル強さであれば、吸入空気量をより大きく確保でき、また同一の吸入空気量（開口率）であれば、タンブルをより強く得ることができる。

【図面の簡単な説明】**【図1】**

この発明に係る吸気装置の第1実施例を示す断面図。

【図2】

第2実施例を示す断面図。

【図3】

第3実施例を示す断面図。

【図4】

第4実施例を示す断面図。

【図5】

第5実施例を示す断面図。

【図6】

この第5実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図7】

第6実施例を示す断面図。

【図8】

この第6実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図9】

この第6実施例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図10】

比較例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図11】

吸気弁の周囲を通る吸気流の分布を実施例と比較例とで対比して示す特性図。

【図12】

シリンダ内のタンブル比を実施例と比較例とで対比して示す特性図。

【図13】

バルブリフトに伴うタンブル比の特性を実施例と比較例とで対比して示す特性図。

【図14】

タンブルの強さと吸入空気量との関係を示す特性図。

【符号の説明】

5 … 吸気ポート

7 … 吸気弁

1 1 … スロットル弁

1 5 … 吸気取り入れ口

1 6 … 還流通路

1 7 … 吸気出口

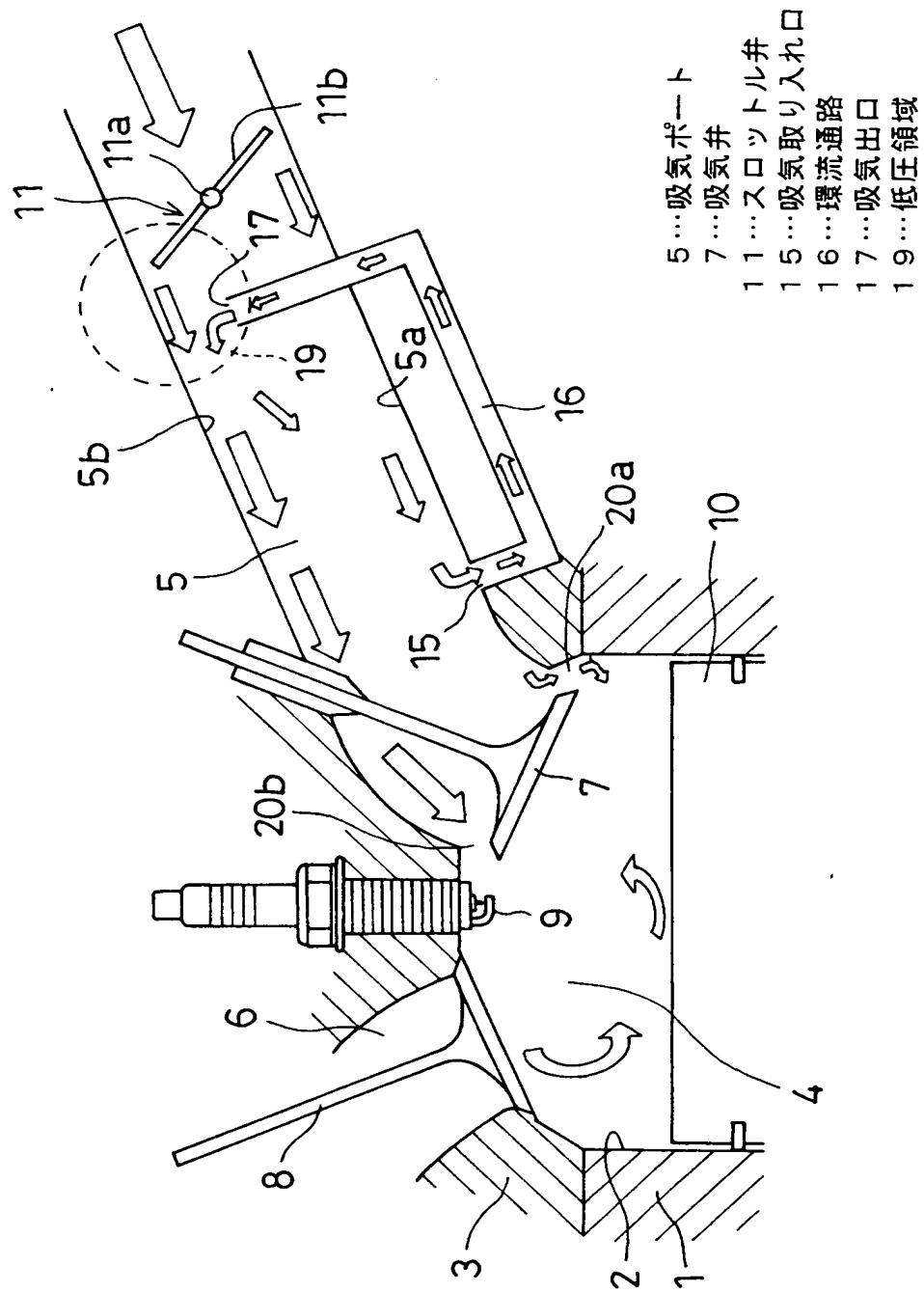
1 9 … 低圧領域

2 1 … 吸気制御弁

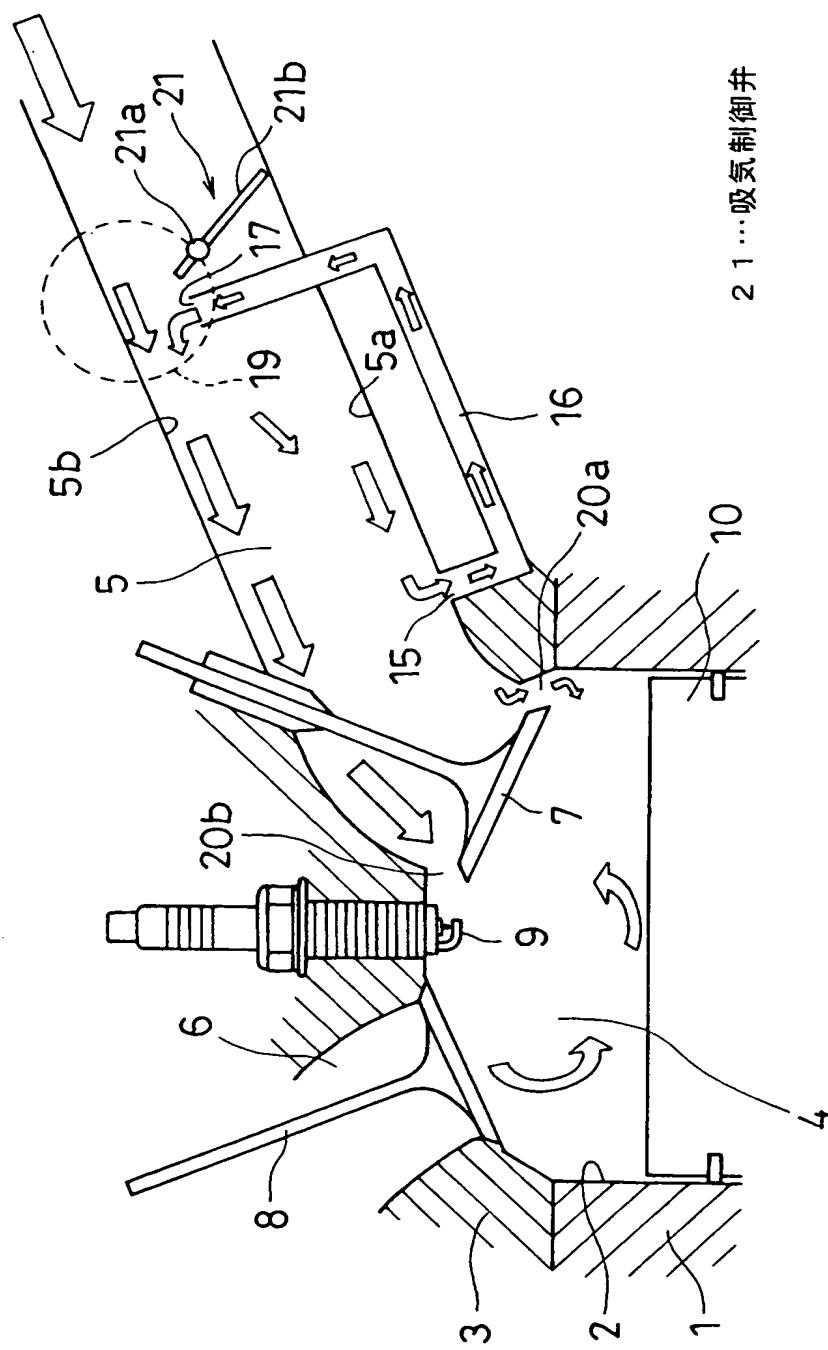
3 1 … 隔壁

【書類名】 図面

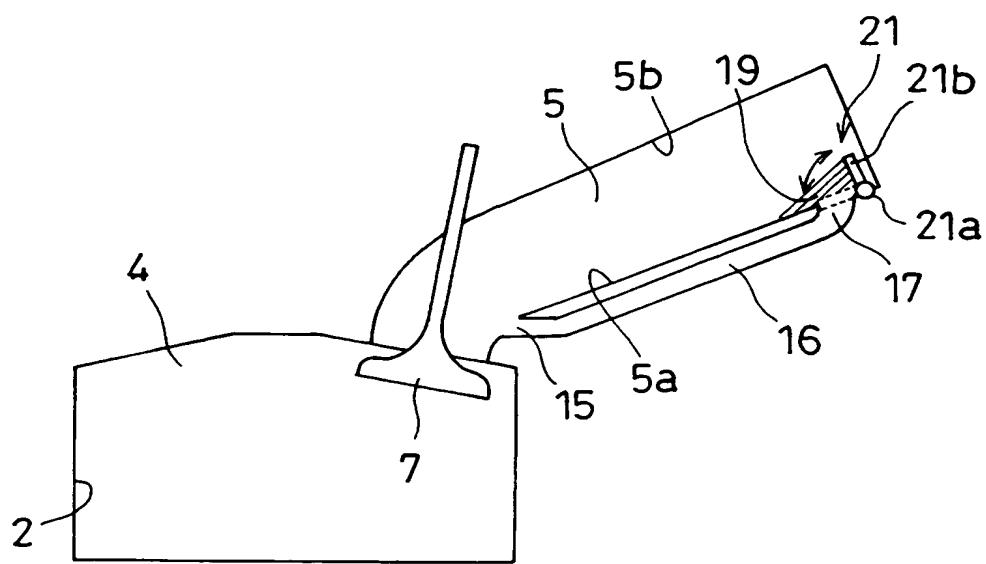
【図 1】



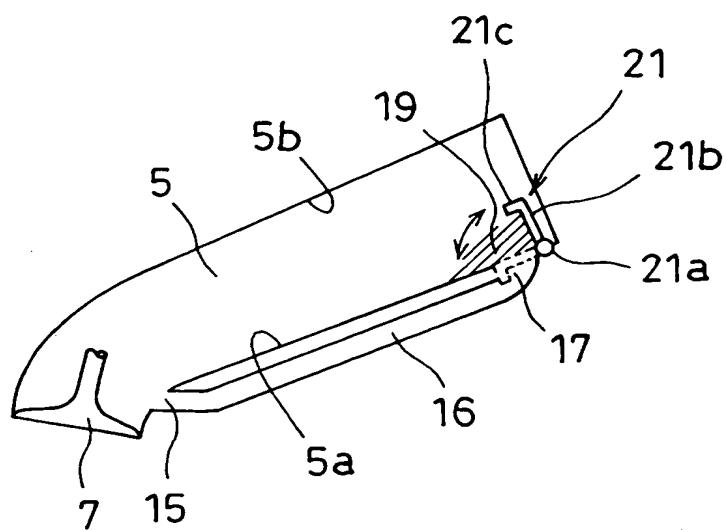
【図 2】



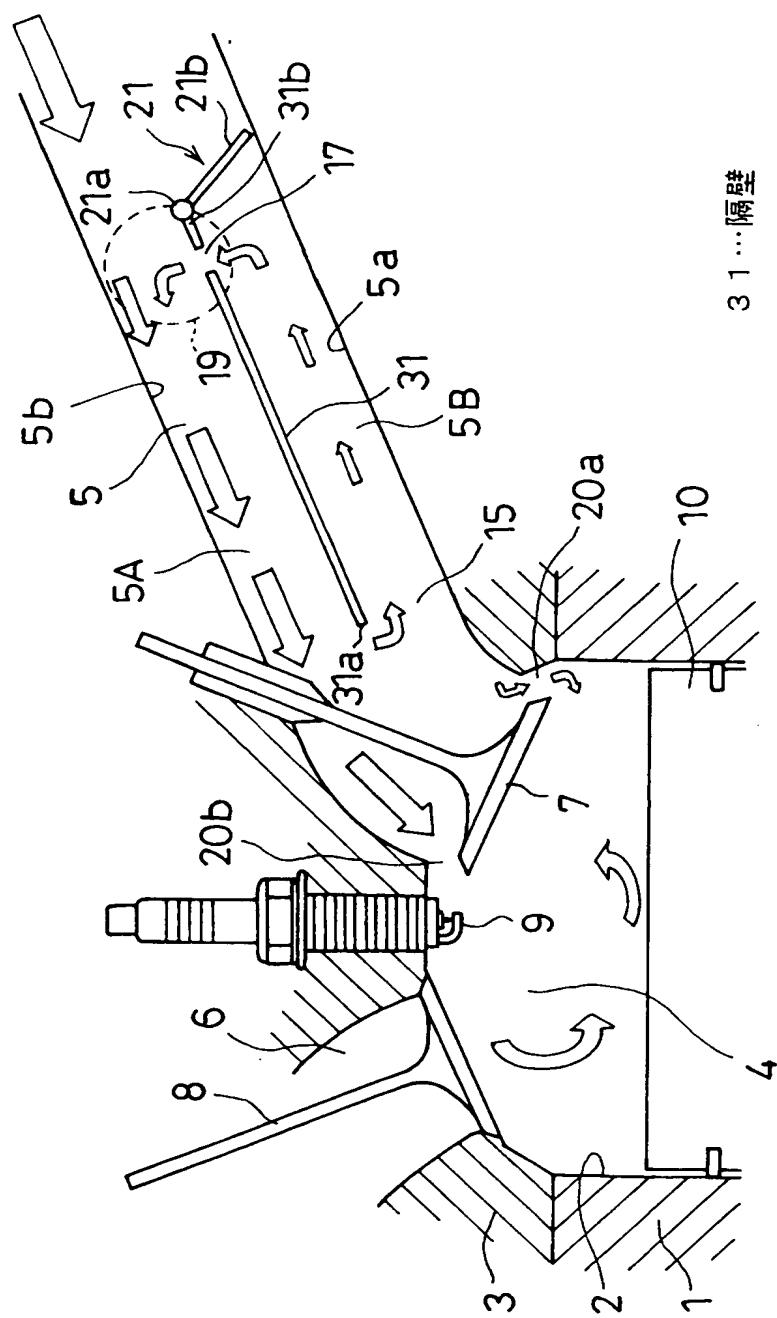
【図3】



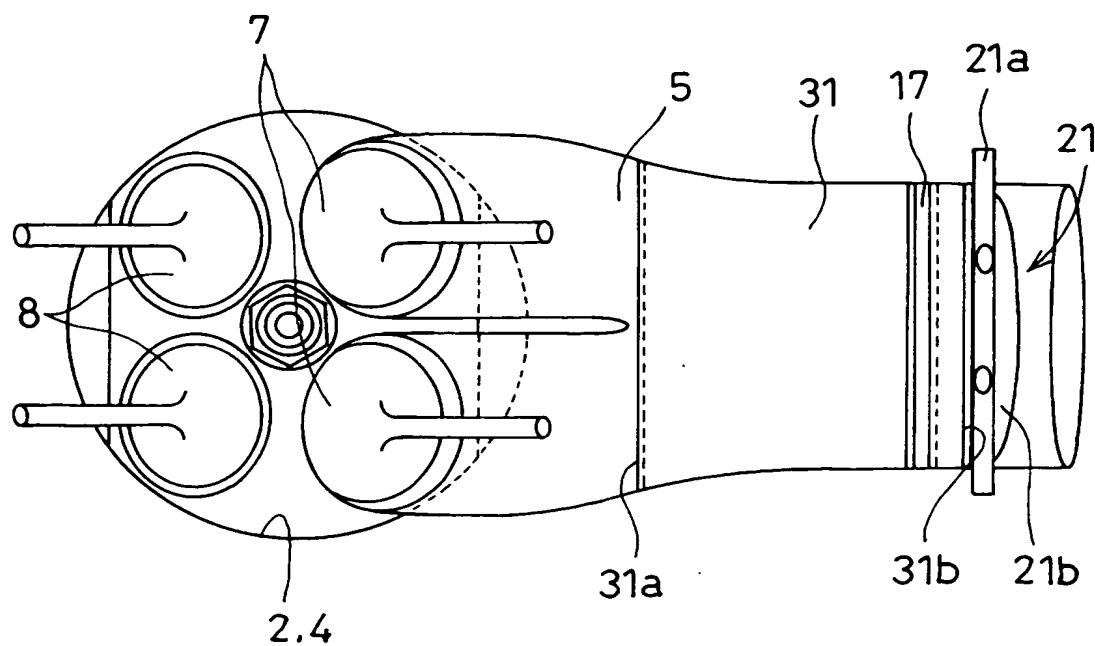
【図4】



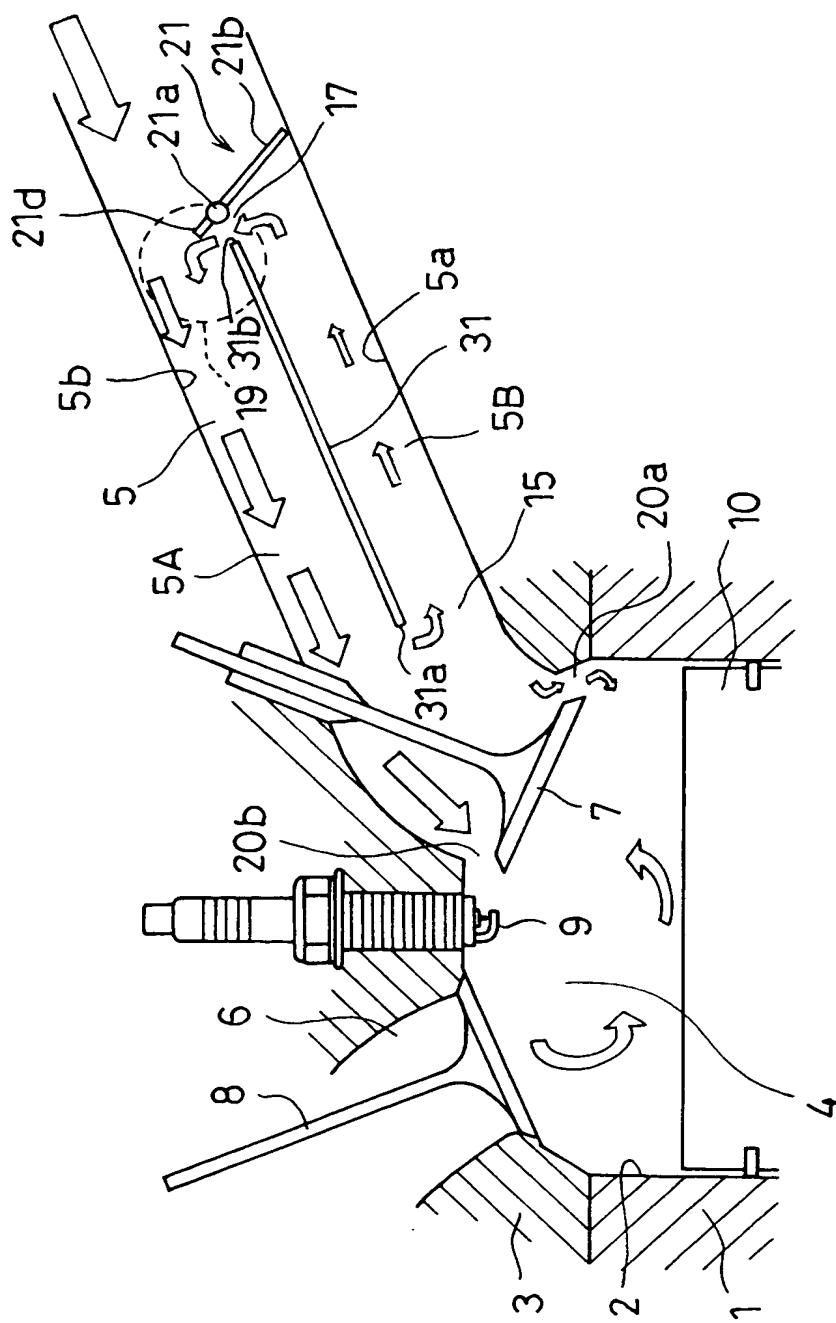
【図 5】



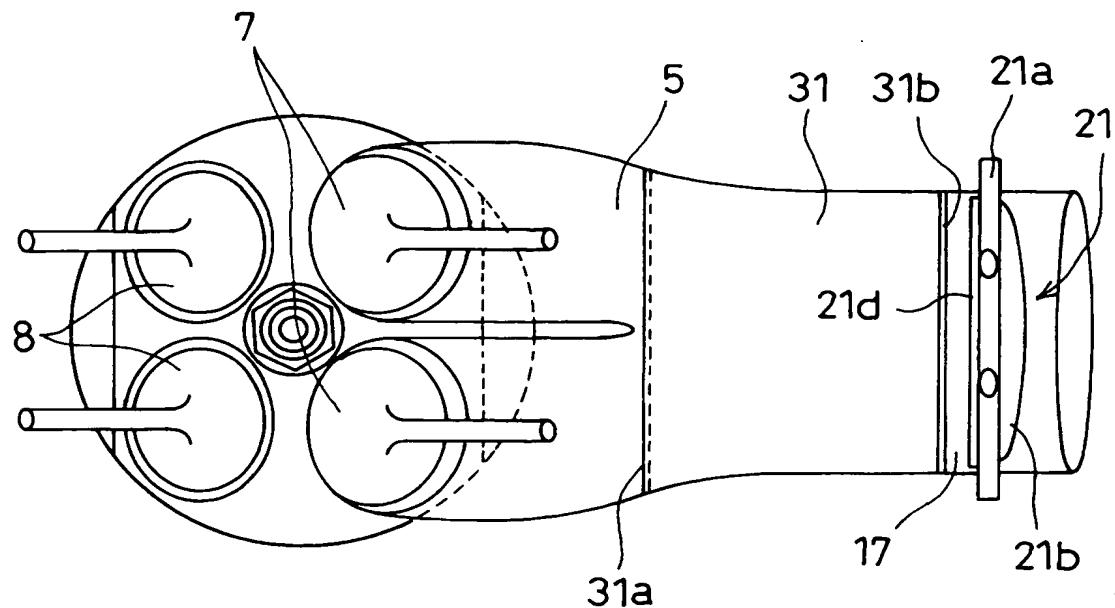
【図6】



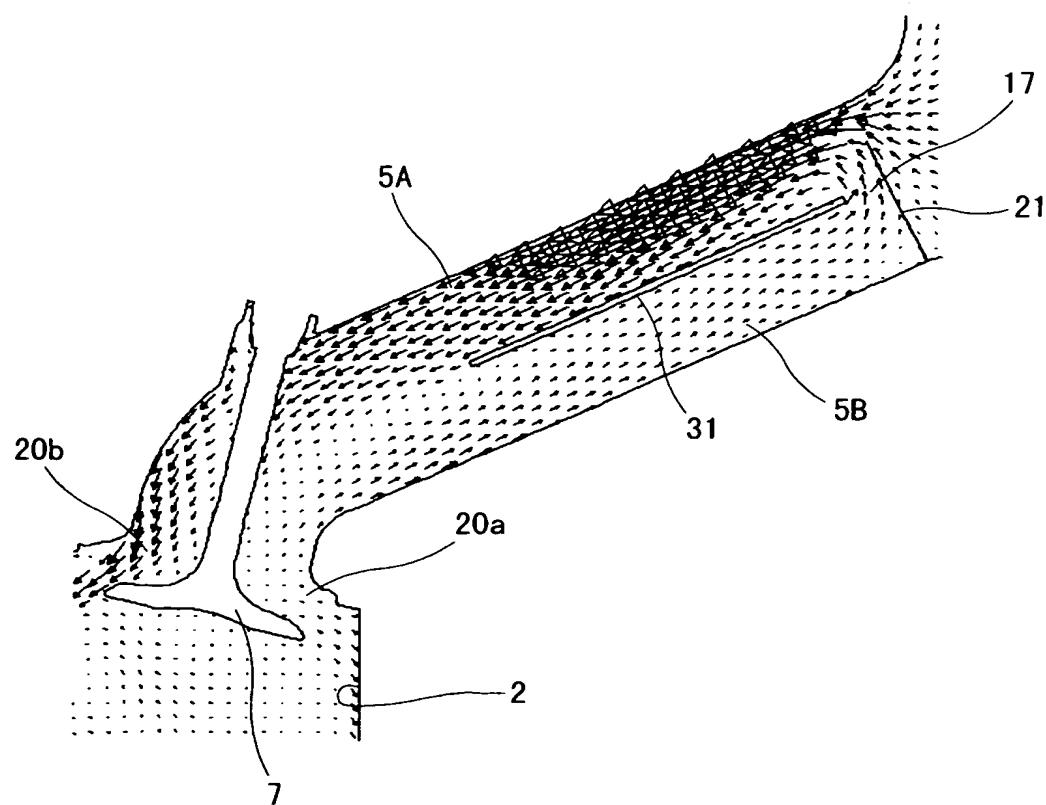
【図7】



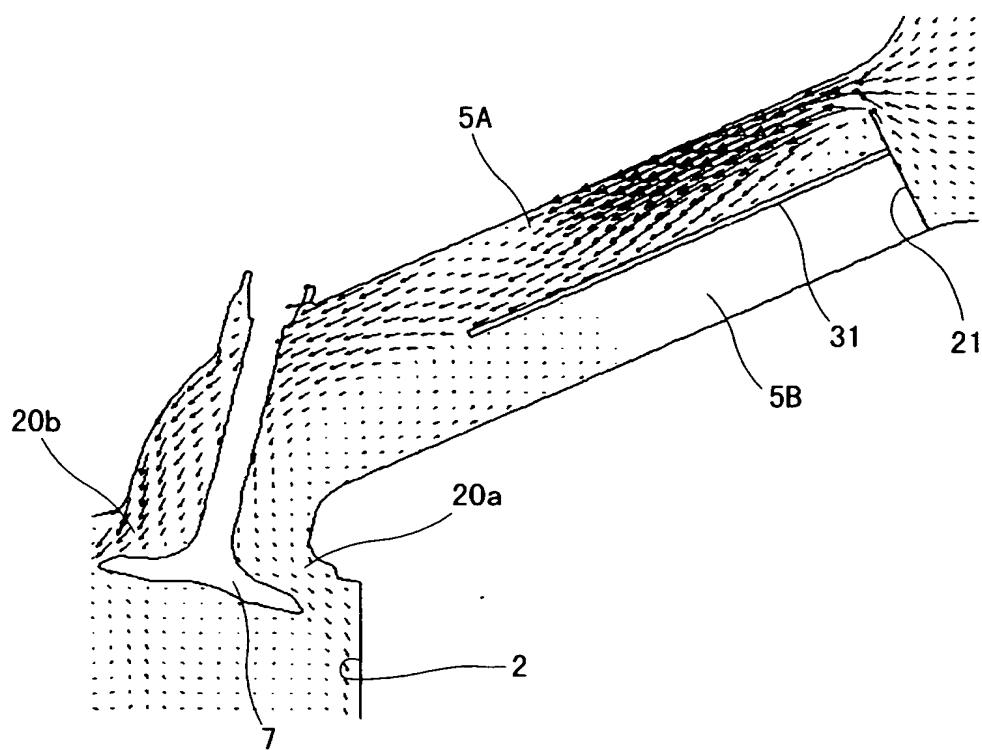
【図8】



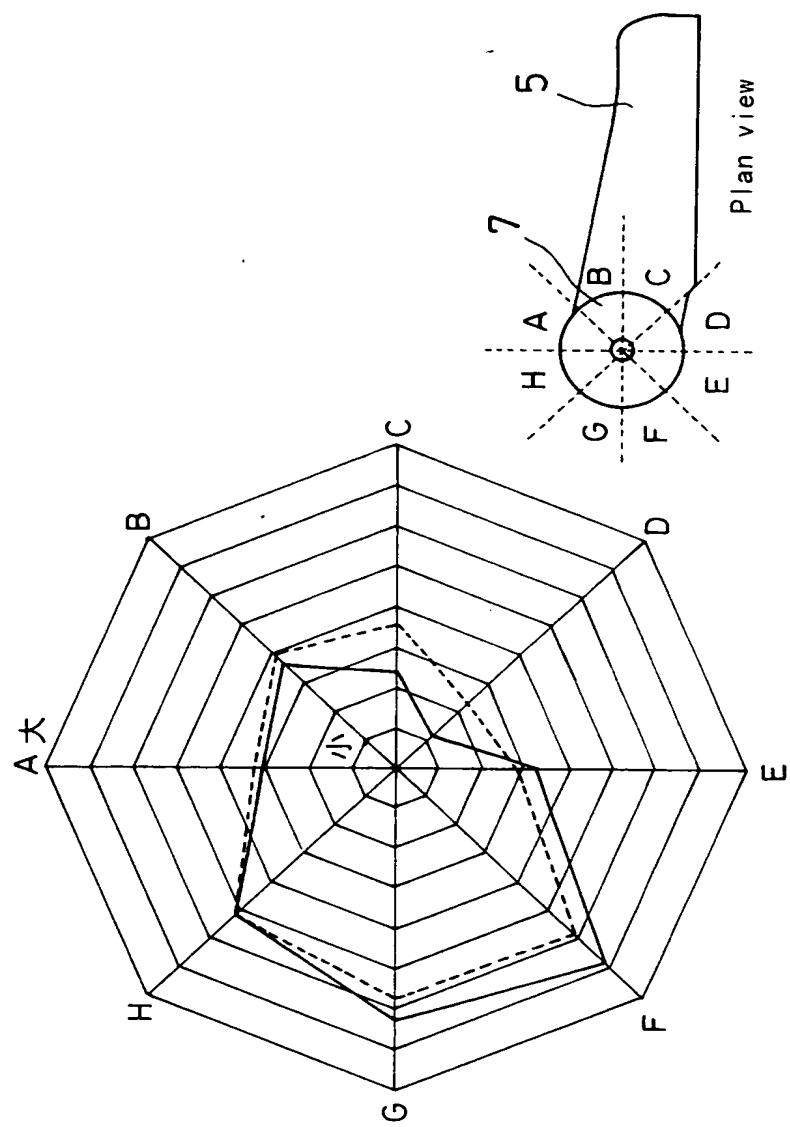
【図9】



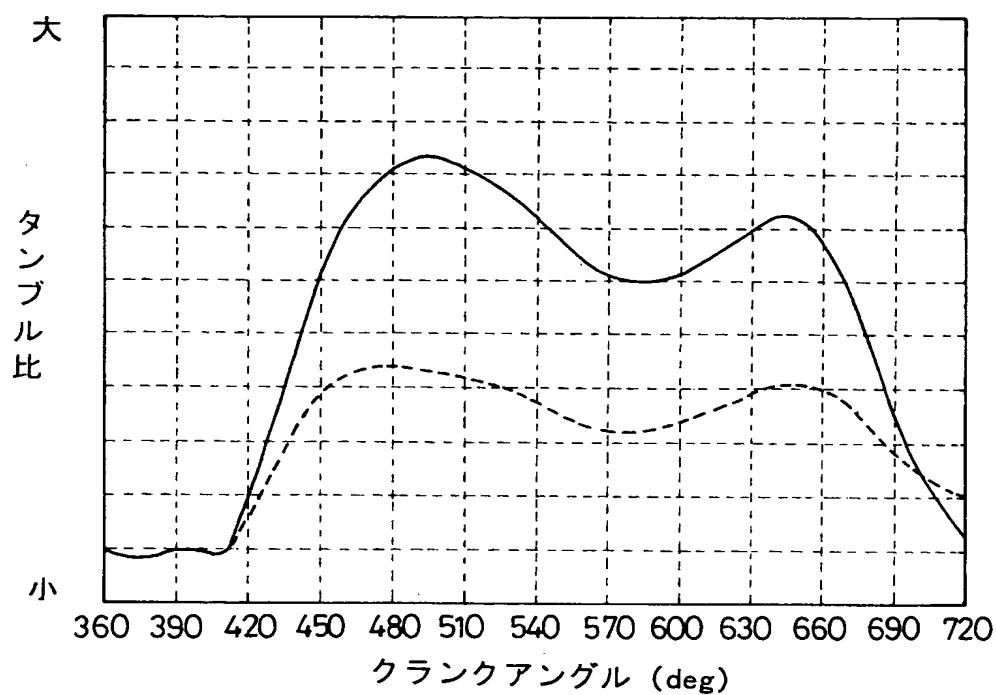
【図10】



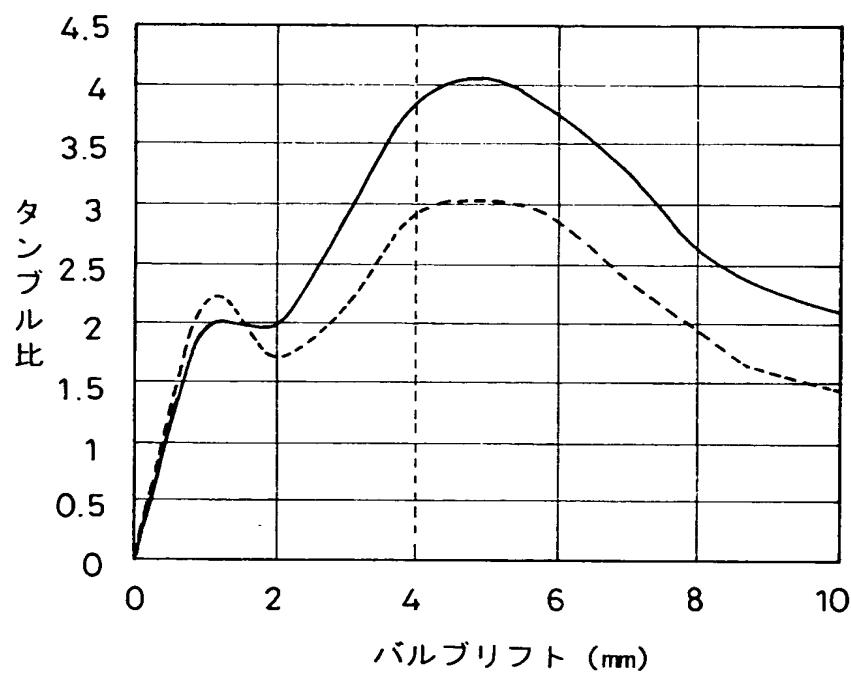
【図11】



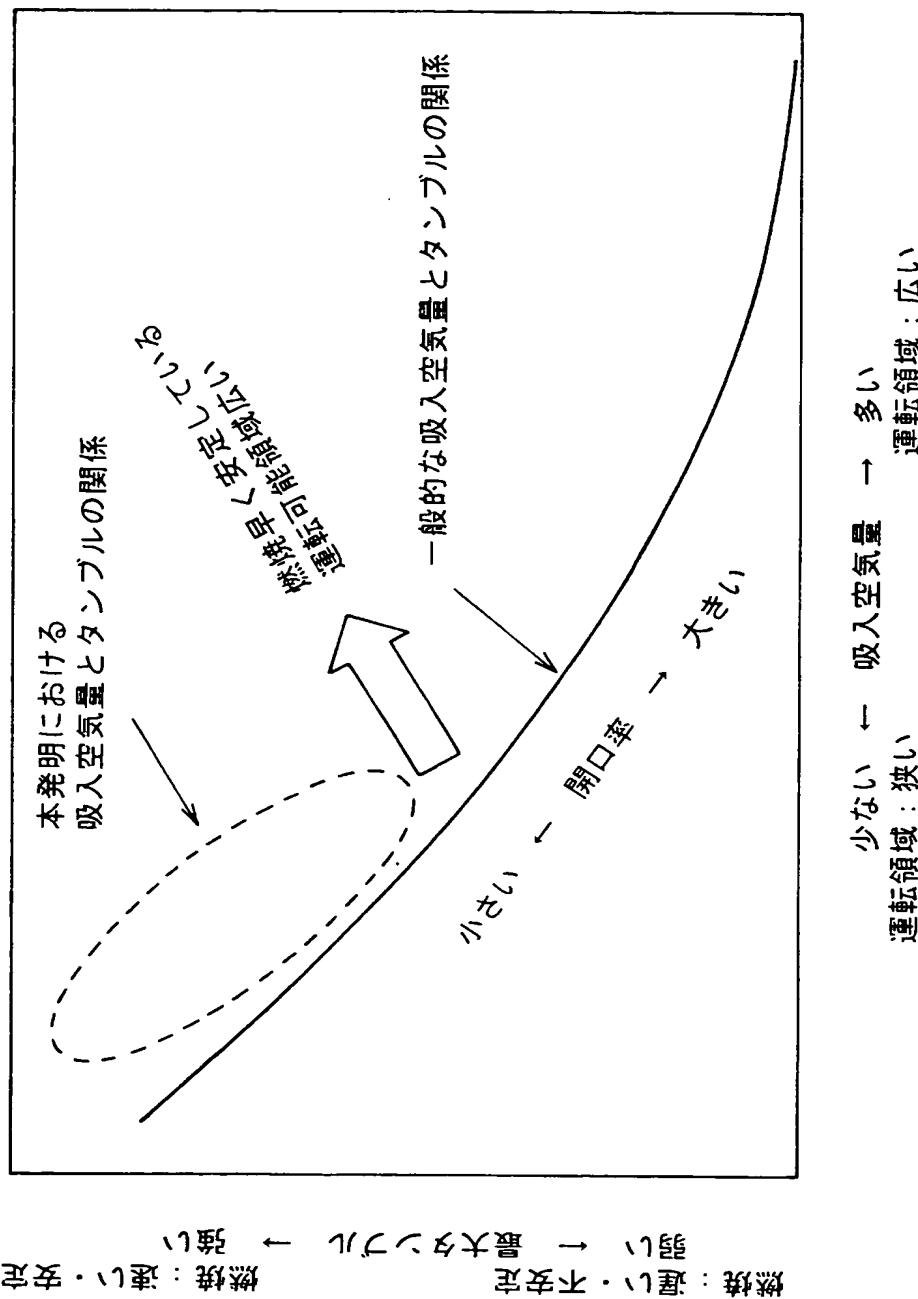
【図12】



【図13】



【図14】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 吸気ポート5の開口率を過度に小さくすることなく、シリンドラ2内のタンブルを強化する。

【解決手段】 吸気ポート5の吸気弁7寄りの位置で下側内壁面5aに吸気取り入れ口15が開口しており、ここから還流通路16が吸気ポート5の上流側へ延び、先端の吸気出口17が、筒状に突出してスロットル弁11のすぐ下流側で開口する。スロットル弁11の開度が小さい部分負荷時には、スロットル弁11の下流側に低圧領域19が発生し、ここに臨む吸気出口17と吸気取り入れ口15との間で圧力差が生じる。これにより、吸気ポート5の下側の領域から吸気の一部が上流側へと還流し、上側内壁面5bに向かって戻される。そのため、吸気弁7の下側の間隙20aを通る流量が減少し、上側の間隙20bを通る流量が増大して、タンブルが強化される。

【選択図】 図1

特願2002-290749

出願人履歴情報

識別番号 [000003997]

1. 変更年月日 1990年 8月31日

[変更理由] 新規登録

住所 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
氏名 日産自動車株式会社